

19 ES

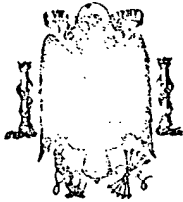
21

207.169

22

FECHA DE PRESENTACION

17-4-71



ESPAÑA

MODELO DE UTILIDAD

30 PRIORIDADES:  
 31 NUMERO  
 32 FECHA  
 33 PAIS

**CALUCADO**

47 FECHA DE PUBLICIDAD  
 51 CLASIFICACION INTERNACIONAL

**F15D**

64 TITULO DE LA INVENCIÓN

"MAQUINA CON TORNILLO GLOBICO PARA HACER VARIAR LA PRESION DE UN FLUIDO, TAL COMO COMPRESOR O MANO-REDUCTOR"

71 SOLICITANTE (S)

AUTOMOBILES PEUGEOT

DOMICILIO DEL SOLICITANTE

75 Avenue de la Grande-Armée, París, Francia

72 INVENTOR (ES)

Bernard Zimmern

73 TITULAR (ES)

74 REPRESENTANTE

D. ALBERTO DE ELZABURU MARQUEZ

P.- 47.612

P.- 47.612

1 El presente invento concierne a una máquina con tornillo glóbico para hacer variar la presión de un fluido, tal como un compresor o un mano-reductor.

5 Se sabe que esta clase de máquina incluye un tornillo glóbico montado rotativamente alrededor de su eje y que coopera con al menos un piñón dentado transversal, definiendo los dientes del piñón con los filetes contiguos del tornillo cámaras de compresión o de expansión.

10 El grado de la variación de presión (grado de compresión o de expansión) es función del número de filetes del tornillo que están simultáneamente engranados con los dientes del piñón. En efecto, cuanto más elevado es este número, más reducido es el volumen residual de las cámaras de compresión en el momento en que están puestas en comunicación con el orificio de alta presión, y por consiguiente más elevado es el grado de variación de presión.

15 Se conocen máquinas en las cuales el número de filetes que están engranados simultáneamente es elevado. Pero no se puede realizar en estas máquinas el ensamblaje del tornillo y del piñón sin tener que fraccionar, ya sea el tornillo, ya sea el piñón, en varias partes. Ahora bien, girando estas máquinas a gran velocidad, el tornillo y el piñón deben tener dimensiones muy precisas. Cualquiera que sea la precisión con la cual se realizan individualmente las diferentes partes que constituyen el tornillo o el piñón, su ensamblaje introduce inevitablemente ciertos "defectos de división" en el engranaje. Además, como la máquina está sometida a calentamientos importantes, pueden resultar de ello dilataciones que no se distribuyen de manera homogénea en las diferentes partes de una pieza compuesta, lo

20

25

30

1 que agrava los defectos de división durante el funcionamiento. De esto puede resultar un desgaste rápido que hace muy pronto inutilizable a la máquina.

5 Se conocen también máquinas en que el número de filetes simultáneamente engranados es elevado y que permiten el ensamblaje del tornillo y del piñón sin que se tenga que fraccionar una u otra de estas piezas. Pero para conseguir este resultado, se dá a los filetes del tornillo perfiles tales que el volumen entre filetes contiguos es muy  
10 reducido, como se ha descrito en la patente francesa número 1.331.998 del 8 de mayo de 1962 a nombre del solicitante. En consecuencia, el caudal y la potencia másica son pequeños.

15 Se han descrito en esta misma patente francesa número 1.331.998 compresores cuyo tornillo tiene un perfil exterior cilíndrico y que permiten obtener grados de compresión bastante elevados, sin tener que fraccionar el tornillo ni el piñón. Sin embargo, el número de dientes simultáneamente engranados no puede exceder de tres y, para ciertas posiciones angulares del tornillo, un solo diente está  
20 en contacto por sus dos flancos con los filetes del tornillo. El grado de compresión está así limitado a un valor del orden de seis, lo que permite obtener aire comprimido a la presión normalizada de 7 bares. Este grado es, sin embargo, insuficiente para ciertas aplicaciones, tales como  
25 los compresores para aparatos frigoríficos.

30 Se han descrito también en la patente ya mencionada compresores en que el tornillo presenta un perfil exterior cónico o plano. Estos compresores permiten obtener un grado de compresión superior a seis, con el mismo número

1 de dientes engranados que los compresores con tornillos ci-  
líndricos mencionados más arriba. Se pueden, pues, ensam-  
blar sin fraccionar ni tornillo ni piñón. Pero estos com-  
presores dan lugar a empujes axiales importantes y se está  
5 obligado, para suprimir estos empujes, a montar dos compresores en oposición, particularmente en el caso de los tornillos planos. Es necesario, además, limitar el sector de engrane del piñón con el tornillo y, en numerosos casos, truncar el tornillo por el lado de baja presión, lo que re-  
duce el caudal.  
10

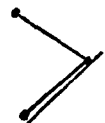
El presente invento tiene por finalidad suprimir estos inconvenientes permitiendo construir compresores o -  
mano-reductores con caudal y grado de compresión, o de expansión, elevados, y que pueden ser ensamblados sin que se  
15 tenga que fraccionar el tornillo o el piñón.

Se ha descubierto, en efecto, que si ciertas condiciones geométricas son satisfechas, es posible ensamblar, sin fraccionar el tornillo ni el piñón, máquina con tornillos glóbicos en las cuales por lo menos tres dientes del piñón están simultáneamente engranados y en que el número de dientes que están en contacto con los filetes por sus dos flancos no es nunca inferior a dos, cualquiera que sea la posición angular del tornillo.  
20

En estas condiciones, es posible ensamblar el tornillo y el piñón haciendo sufrir a este último un desplazamiento compuesto, combinando una traslación y una rotación alrededor de un eje que, en lo que sigue, se denominará "eje de introducción".  
25

Según el invento, la máquina con tornillo glóbico para hacer variar la presión de un fluido, tal como com-  
30

1 presor o mano-reductor, que comprende un tornillo glóbico  
 con varios filetes, montado rotativamente alrededor de su  
 eje y que engrana con al menos un piñón dentado transversal  
 y un cárter fijo aplicado sobre al menos una parte de la su  
 5 perfcie externa del tornillo de manera estanca, salvo en  
 el emplazamiento del piñón, presentando este cárter orifi-  
 cios para la admisión y el escape del fluído, se caracteri-  
 za porque el número de los dientes del piñón que están si-  
 multáneamente engranados con los filetes del tornillo es  
 10 por lo menos de tres para al menos una posición angular del  
 tornillo, teniendo el primero de estos dientes engranados  
 flancos que, en al menos una parte de su longitud, están  
 inclinados en un cierto ángulo con relación a los flancos  
 del último de estos dientes engranados, y porque las dimen-  
 15 siones y la posición relativa del tornillo y del piñón se  
 eligen de manera que, para al menos una posición angular  
 del tornillo y para al menos una recta situada en el plano  
 que contiene las líneas de contacto del piñón con el tor-  
 nillo, sea satisfecha la relación siguiente, para al menos  
 20 una parte de la porción de los dientes que está en contac-  
 to con los filetes del tornillo:

$$\frac{d_i h_i}{r_i} > \frac{d_j h_j}{r_j}$$


25

en la cual:

-  $d_i$  es la distancia algebraica entre la recta  
 y un punto  $N_i$  de contacto entre un flanco de un diente y  
 un filete, siendo medida esta distancia a partir del punto  
 30  $M_i$  a lo largo de la tangente en este punto al flanco del -

1 diente, estando el flanco en cuestión enfrente de la recta con relación al diente;

-  $h_i$  es la distancia algebraica de este punto  $M_i$  a la perpendicular bajada del centro del piñón sobre la tangente citada, siendo medida esta distancia a partir del punto  $M_i$ ;

-  $r_i$  es el valor absoluto de la distancia del punto  $M_i$  a la proyección del eje del tornillo sobre el plano de contacto entre tornillo y piñón;

10 -  $D_j, h_j, r_j$  son las magnitudes análogas relativas a un punto  $M_j$  de contacto entre un flanco de un diente y un filete del tornillo, estando situado este flanco en el mismo lado que la recta con relación al diente.

Toda recta para la cual esta relación es satisfecha, constituye un eje de introducción, tal como se ha definido más arriba. Las condiciones óptimas son alcanzadas cuando no existe más que un solo eje para el cual la relación precedente es satisfecha. Se pueden obtener así los grados de variación de presión y los caudales máximos compatibles con la utilización de tornillos y de piñones monobloques.

20 Según una realización preferida del invento, las posiciones angulares relativas del tornillo y del piñón, para las cuales existe un eje de introducción, están limitadas, ya sea a cortas zonas de algunos grados, en número igual al número de filetes del tornillo, siendo obtenidas estas zonas por un truncado apropiado del tornillo por el lado de baja presión, ya sea a una sola zona, por truncado de un solo filete por el lado de baja presión.

30 Se obtiene así el grado de presión y el caudal

1 máximos, no pudiendo efectuarse, sin embargo, el ensamblaje del tornillo y del piñón, más que en ciertas posiciones angulares del tornillo, incluso una sola.

5 OTRAS PARTICULARIDADES DEL INVENTO RESULTARÁN todavía de la descripción detallada que sigue.

En los dibujos anejos, dados a título de ejemplos no limitativos, se han representado varias realizaciones del invento.

10 - La figura 1 es una vista en alzado, con corte parcial y arranques, de una primera realización del invento, que incluye un tornillo de superficie exterior cónica;

15 - La figura 2 es una vista en alzado, con corte parcial, de un tornillo de superficie exterior cilíndrica conforme al invento y del piñón que coopera con este tornillo, antes de su ensamblaje con el tornillo.

20 - Las figuras 3 y 4 son vistas en alzado que muestran, respectivamente, la fase inicial y final del ensamblaje de un piñón y de un tornillo de superficie exterior cilíndrica.

25 - La figura 5 es un diagrama que ilustra las relaciones geométricas entre un tornillo y un piñón conformes al invento.

- La figura 6 es un diagrama que ilustra una aplicación particular del invento.

- La figura 7 es un corte esquemático que muestra una realización particular de un piñón conforme al invento.

30 - La figura 8 es un corte esquemático que muestra una realización particular de un tornillo conforme al

1 invento.

- La figura 9 es una vista en perspectiva que muestra una realización preferida de un tornillo conforme al invento.

5 Se ha representado en la figura 1 un compresor o reductor conforme al invento. Esta máquina incluye un tornillo glóbico 1 en que los vértices de los filetes están limitados por una superficie cónica. El tornillo 1 está montado rotativamente alrededor de su eje 2 y está soportado por rodamientos de bolas 3 en un cárter 4. Dos piñones dentados 5, dispuestos simétricamente, están montados rotativamente alrededor de su eje 6 y engranan con el tornillo 1. El cárter 4 está perforado por una serie de orificios 7, repartidos en su periferia, que constituyen el orificio de baja presión, es decir, la admisión del fluido en el caso de un compresor o el escape de este fluido en el caso de un mano-reductor. Por el lado de alta presión, el cárter 4 presenta dos orificios de sección triangular para la salida del fluido comprimido o la entrada del fluido a expandir. Uno de estos orificios ha sido esquematizado en puntos en 8 en la figura 1, estando situado en realidad este orificio delante del plano de corte.

15  
20  
25  
30 La estanqueidad de las cámaras de compresión o de expansión, que están delimitadas por dos filetes contiguos del tornillo 1, cooperando el diente de los piñones 5 con estos filetes y la superficie interna del cárter 4, está asegurada, de manera en sí misma conocida, por juntas líquidas. Un líquido de estanqueidad es inyectado en la máquina, por el lado de la admisión del fluido a comprimir o a expandir, en la proximidad de los piñones 5. Inyecta-

1 res 9 están previstos por el lado de baja presión para la  
entrada de este líquido de estanqueidad en el caso en que  
la máquina funcione como compresor. Si la máquina se uti-  
liza como mano-reductor, estos inyectores están alojados en  
5 el orificio de admisión 8 del fluído.

El tornillo 1 gira en el sentido de la flecha  
f si la máquina funciona como compresor y en el sentido con-  
trario si la máquina es un mano-reductor.

10 El tornillo cónico 1 puede estar sustituido  
por un tornillo de superficie cilíndrica, tal como el torni-  
llo 11 representado en la figura 2. Se observará que, tanto  
para el tornillo cónico 1 como para el tornillo cilíndrico  
11, hay, para todas las posiciones angulares del tornillo,  
por lo menos dos dientes del piñón 5 que están simultánea-  
15 mente en contacto por sus dos flancos con filetes del tor-  
nillo. Es, pues, imposible, hacer penetrar el piñón en el  
tornillo por simple translación, a menos que se den, como  
se ha dicho más arriba, formas aguzadas a los dientes y a  
los filetes, lo que reduce considerablemente el caudal y la  
potencia másica de la máquina. Se ve, en efecto, en la fi-  
20 gura 2, que el diente e viene a tropezar sobre el filete b,  
y el diente c viene a tropezar sobre el filete g.

En las máquinas conocidas de este tipo, el pro-  
blema del ensamblaje del tornillo y del piñón se resuelve  
fraccionando en varias partes, o bien el tornillo, o bien  
25 el piñón. Pero, como ya se ha dicho de esto resultan de-  
formaciones anisotrópicas en el curso del funcionamiento -  
que pone rápidamente la máquina fuera de uso.

30 El invento prevé utilizar tornillos y piñones  
de una sola pieza, para los cuales, en cualquier posición

1 angular del tornillo, por lo menos dos dientes del piñón  
están simultáneamente engranados por sus dos flancos con  
filetes del tornillo.

5 Se ha descubierto, en efecto, que si ciertas  
condiciones geométricas, que se explicarán más adelante,  
son satisfechas, existe por lo menos una posición angular  
del tornillo para la cual es posible ensamblar tales tornil  
llos y piñones sin tener que fraccionarlos.

10 El modo de ensamblaje previsto por el invento  
está representado en las figuras 3 y 4 para un tornillo ci  
líndrico 12 y un piñón 13. Se inclina (figura 3) el piñón  
13 de manera que su plano forme un ángulo a con el eje del  
tornillo 12 y se ponen los extremos 14 y 15 de los dientes  
16 y 17, que deben estar engranados por sus dos flancos  
15 con filetes 18, 19 y 21 del tornillo, en contacto con los  
dos filetes extremos 18 y 21, respectivamente. Se intro-  
duce entonces el piñón 13 según un eje 22, que será definini  
do más adelante, haciendo sufrir a la vez a este piñón una  
rotación alrededor de este eje 22, con objeto de reducir  
20 progresivamente el ángulo de inclinación a, hasta que el  
piñón 13 esté en su sitio (figura 4). En lo que sigue, se  
designará por "eje de introducción" un eje tal como 22.

25 Se explicará ahora, con referencia a la figura  
5, las condiciones geométricas que debe satisfacer el tor-  
nillo 23 y el piñón 24 para que exista por lo menos un eje  
de introducción 22.

30 El plano de la figura 5 es el plano que contiene  
ne las líneas de contacto del piñón 24 con el tornillo 23  
cuando el piñón está en su posición de funcionamiento. Es-  
te plano no contiene necesariamente el eje del tornillo 23.

1 Se supone, sin embargo, que la distancia de este eje al pla  
no de la figura no excede aproximadamente del 20% del diá-  
metro exterior  $\underline{d}$  del tornillo 23 en el centro del sector de  
cooperación entre tornillo y piñón, o que el ángulo del eje  
5 del tornillo con el plano de figura no excede de una veinte  
na de grados. Se ha representado en 25 la proyección del  
eje del tornillo 23 sobre el plano de la figura.

Se traza en este plano un eje 22 y se definirán  
las condiciones para que este eje sea efectivamente un eje  
10 de introducción, en el sentido definido más arriba.

Con relación a este eje 22, cada diente 26 tie-  
ne un flanco 27 situado enfrente del eje 22 con relación al  
diente y un flanco 28 situado en el mismo lado que el eje  
22 con relación a este diente. Para simplificar lo expues-  
15 to, los flancos tales como 27 se denominarán "flancos opues-  
tos" y los flancos tales como 28 se denominarán "flancos  
enfrentados".

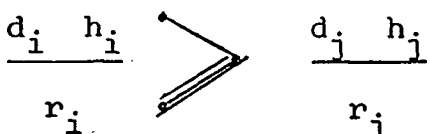
Se ha trazado, a partir de un punto  $M_i$  de un  
flanco opuesto 27, la tangente 29 al flanco 27, siendo el  
20 punto  $M_i$  un punto de contacto entre el diente 26 y un file-  
te 31 del tornillo. Esta tangente corta el eje 22 en un  
punto  $A_i$ . Se baja por otra parte la perpendicular  $OH_i$  a  
partir del centro 0 del piñón 24 sobre la tangente 29. Se  
designarán, respectivamente, por  $d_i$  y  $h_i$  las distancias  
25  $M_i A_i$  y  $M_i H_i$  medidas algebraicamente sobre la tangente 29 a  
partir del punto  $M_i$ . Se denominará  $r_i$  el valor absoluto  
de la distancia del punto  $M_i$  a la proyección 25 del eje  
del tornillo.

Se considera un punto  $M_j$  de contacto entre otro  
30 diente 32 y el otro filete 33 del tornillo, estando situado

1 el punto  $M_j$  sobre un flanco enfrentado del eje 22 con rela-  
 ción al diente 32. Se denominarán  $d_j$ ,  $h_j$  y  $r_j$  las magnitu-  
 des relativas en el punto  $M_j$  y homólogas, respectivamente,  
 de las cantidades  $d_i$ ,  $h_i$  y  $r_i$  que acaban de ser definidas  
 5 para el punto  $M$ .

El eje 22 es un eje de introducción, en el sen-  
 tido definido más arriba, si la condición siguiente se sa-  
 tisface para todo par de puntos, tales como  $M_i$  y  $M_j$ :

10

$$\frac{d_i \quad h_i}{r_i} > \frac{d_j \quad h_j}{r_j} \quad (1)$$


15 En el caso particular en que los dientes del pi-  
 ñón 24 tienen flancos paralelos, basta que la condición (1)  
 citada se verifique para dos pares de puntos pertenecien-  
 tes, respectivamente, a los dos filetes extremos 34, 35 (fi-  
 gura 6) del tornillo que están en contacto con dientes del  
 piñón.

20 Así, se ha representado en la figura 6 un piñón  
 en que los dientes, con flancos paralelos, engranan con un  
 tornillo de superficie externa cónica. Para al menos una  
 posición angular del tornillo, el piñón tiene cuatro dien-  
 tes 36, 37, 38 y 39 que están en contacto con los filetes  
 del tornillo 34, 41 y 35. Los dientes intermedios 37 y 38  
 25 están en contacto con los filetes por sus dos flancos si-  
 multáneamente, mientras que los dientes extremos 36 y 39  
 no están en contacto con los filetes más que por uno solo  
 de sus flancos.

30 En este caso, la condición (1) debe ser verifi-  
 cada para los dos pares de puntos siguientes:

1 El primer par está constituido por dos puntos  
42 y 43 del filete extremo 34, estando situado el punto 42  
en el flanco, en oposición con relación al eje 22 del dient  
te 37 a la periferia del tornillo y estando situado el punt  
5 to 43 en el flanco enfrentado del diente 36 a la periferia  
del piñón.

El segundo par está constituido por los puntos  
44 y 45 homólogos de los puntos 42 y 43 y situados en el  
otro filete extremo 35.

10 Si el tornillo tiene una superficie exterior  
cilíndrica y la sección de esta superficie por el plano del  
piñón es simétrica con relación a la perpendicular bajada  
del centro del piñón sobre la proyección sobre este plano  
del eje del tornillo, los ejes de introducción posibles,  
15 si existen, deben comprender esta perpendicular que constit  
tuye un eje de simetría.

La condición (1) citada impone ciertos límites  
a las dimensiones del tornillo y del piñón y a su posición  
relativa.

20 Así, la figura 6 muestra como se puede determin  
nar, con ayuda de la condición (1), el diámetro máximo del  
piñón para que exista por lo menos un eje de introducción.

En este ejemplo, la generatriz de la superficie  
cónica del tornillo se supone que presenta una inclinación  
25 de  $45^{\circ}$  con relación al eje del tornillo. El piñón tiene  
once dientes cuya anchura es de dieciseis milímetros. La  
distancia del centro del piñón al eje de tornillo es de 80  
milímetros y la distancia entre este centro y la generatriz  
del cono es de 30 milímetros. El diámetro máximo del pi-  
30 ñón para que exista al menos un eje de introducción, puede

1 estas dos piezas.

Naturalmente, esta búsqueda del diámetro máximo puede efectuarse de otras maneras. En particular, se puede utilizar un calculador electrónico.

5 De la misma manera, se encuentra (figura 2) que para un tornillo cilíndrico, simétrico con relación a la perpendicular bajada del centro del piñón sobre el eje del tornillo, y para los valores siguientes:

Diámetro del tornillo: 100 mm entreje tornillo-piñón: 80 mm

10 Número de dientes del piñón: 11 anchura de los dientes: 16 mm.

el diámetro máximo del piñón es del orden de 94 mm. El único eje de introducción es entonces el eje de simetría, es decir, la perpendicular bajada del centro del piñón sobre el eje del tornillo.

15 En este ejemplo, y los que siguen, se puede multiplicar, naturalmente, todas las dimensiones por un mismo factor, sin que las condiciones de existencia del eje de introducción sean afectadas por ello.

De manera análoga, se encuentra que, para un tornillo cilíndrico, no existe eje de introducción para las condiciones siguientes:

20 Diámetro del tornillo: 100 mm anchura de los dientes: 11 mm

Diámetro del piñón: 100 mm entreje tornillo-piñón: 80 mm

25 Número de dientes: 15 dientes con flancos paralelos.

En estas condiciones, no se puede ensamblar el tornillo y el piñón sin fraccionar uno u otro de estos elementos. Para que exista un eje de introducción, es necesario reducir el diámetro del piñón al valor de 84 milímetros.

30 En este caso, el piñón tiene cinco dientes engranados con

1 el tornillo de los cuales tres están, en la posición de in-  
troducción, en contacto por sus dos flancos con filetes del  
tornillo.

5 La relación geométrica (1) citada ha sido esta-  
blecida para condiciones ideales, es decir, para dientes -  
que se ajustan perfectamente a los filetes del tornillo. En  
la práctica, es necesario prever una cierta holgura entre  
los flancos de los dientes y los de los filetes. La experien-  
cia muestra que se puede admitir una holgura total (es de-  
10 cir, igual a la suma de las holguras de uno y otro lado de  
un diente) que llega hasta de 1 a 2% de la anchura de los  
dientes sin originar pérdidas sensibles de caudal.

15 Esta holgura facilita el ensamblaje del torni-  
llo y del piñón y permite rebasar los límites teóricos im-  
puestos por la condición (1).

20 En la práctica, basta que esta condición (1) sea  
satisfecha en al menos 70% de la altura útil del diente, en  
el caso de dientes con flancos paralelos. La altura útil  
de un diente se define como la longitud del flanco del dien-  
te que está en contacto con los filetes del tornillo en la  
posición de introducción máxima del piñón.

25 Se consideran, por ejemplo, tornillo cilíndri-  
cos con seis u ocho filetes, que tienen un diámetro de 100  
milímetros, y que cooperan con piñones con dientes de flan-  
cos paralelos, que tienen, respectivamente, 11 y 15 dientes.  
Se ha descubierto que se podía aumentar, para un entreeje  
de 80 milímetros, la altura útil de los dientes del orden  
de 45% con relación al límite teórico, si se admite una hol-  
gura total igual a 2% de la anchura de los dientes.

30 Se puede aumentar, incluso, esta altura útil de

1 los dientes, si no se conserva el paralelismo de los flancos en toda la altura del diente.

5 Así, se ha representado en la figura 7 un tornillo cilíndrico 48 de un diámetro de 100 milímetros que coopera con un piñón 49 de quince dientes. La anchura de los dientes es de once milímetros y el entreeje entre tornillo y piñón es de 80 milímetros. Se ha visto más arriba que con estas características, no existe eje de introducción para un diámetro del piñón superior a 84 milímetros si los dientes tienen flancos paralelos. En la realización de la figura 7, los flancos de los dientes son paralelos en una altura de 15 milímetros, a partir de la base de los dientes, y presentan luego una parte convergente 51 que forma un ángulo del orden de  $30^\circ$  con el eje del diente. Se puede llevar en estas condiciones el diámetro del piñón hasta un valor de cien milímetros. Existe entonces un eje de introducción 22 que es el eje de simetría.

15 Si, para este diámetro del piñón de cien milímetros, se conservarán los flancos de los dientes paralelos en toda su altura, se obtendría, con relación a la realización de la figura 7, un aumento muy ligero del caudal que no excedería de algunas unidades por ciento. Pero esta ventaja muy ligera sería muy ampliamente compensada por los inconvenientes ya citados, que resultan del fraccionamiento del tornillo o del piñón. Es muy importante señalar que no es en absoluto necesario que el ensamblaje del tornillo y del piñón, tal como se ha descrito más arriba, sea posible para cualquier posición angular del tornillo. Por el contrario, el invento preve dar al tornillo y al piñón perfiles y dimensiones tales que este ensamblaje no sea po-

20

25

30

1 sible más que para un número limitado de posiciones angula-  
res del tornillo, e incluso para una sola de estas posicio-  
nes.

5 Así, se ve en la figura 8 un tornillo cilín-  
drico 52 que tiene un diámetro exterior de cien milímetros  
y que coopera con un piñón 53 de trece dientes con flancos  
paralelos. El entreeje tornillo-piñón es de 80 milímetros  
y la altura útil de los dientes es de veinte milímetros.

10 Si el tornillo 52 es cilíndrico en toda la al-  
tura, el piñón 53 tiene tres dientes engranados simultánea-  
mente por sus dos flancos con los filetes del tornillo, cual-  
quiera que sea la posición angular de este tornillo. Se en-  
cuentra entonces que, para esta altura útil de los dien-  
tes, no existe eje de introducción que verifique la condi-  
15 ción (1). Se está, pues, obligado, o bien a reducir la al-  
tura de los dientes, o bien a fraccionar el tornillo o el  
piñón.

20 Es posible, sin embargo, perfilar el tornillo  
52 de manera que exista por lo menos un eje de introducción  
para un número limitado de posiciones angulares del torni-  
llo.

25 Por ejemplo, se puede truncar como muestra la  
figura 8 el tornillo 52 por el lado de baja presión por una  
superficie cónica 54, de base circular, y coaxial al torni-  
llo. Se ve que, para un cierto número de posiciones del  
tornillo, tales como la representada en la figura 8, cuando  
el extremo 55 del diente 56, está en contacto con el torni-  
llo por el lado de alta presión, engrasa el contorno cilíndri-  
co del tornillo, el flanco 57 del diente 58, que está en -  
30 contacto con el tornillo por el lado de baja presión, se en-

1 cuenta libre debido a la truncadura. En esta posición,  
dos dientes solamente, 59 y 61, están en contacto con file  
tes del tornillo por sus dos flancos y el ensamblaje del  
tornillo y del piñón es posible sin fraccionamiento. Se ob  
5 serva que la longitud de engrane del tornillo y del piñón,  
medida en la periferia del piñón, se extiende sensiblement  
e en un número entero de dientes. En esta solución, el  
número de posiciones del tornillo que permiten el ensambla  
je del tornillo y del piñón es igual al número de filetes  
10 del tornillo.

En lugar de truncar todos los filetes del tor  
nillo, como muestra la figura 8, se puede truncar un solo  
filete, como se ve en la figura 9. En esta realización,  
solo el filete 62 está truncado en 63 por el lado de baja  
15 presión. No existe entonces más que una sola posición an  
gular del tornillo para la cual el ensamblaje del tornillo  
y del piñón es posible, no teniendo el piñón en esta posi  
ción más que dos dientes engranados por sus dos flancos con  
filetes del tornillo.

20 Las soluciones tales como las representadas  
en las figuras 8 y 9, permiten obtener, a la vez, un grado  
de compresión o de expansión, y un caudal máximos. Se po  
drán realizar en particular máquinas en que el piñón tiene  
solamente dos dientes engranados por sus dos flancos en al  
25 menos una posición angular del tornillo y cuatro dientes  
a lo sumo engranados con los filetes en todas las posicio  
nes de este tornillo. Se podrán construir así máquinas en  
que el piñón tiene, en al menos una posición angular del -  
tornillo, tres dientes solamente engranados por sus dos -  
30 flancos con los filetes del tornillo, siendo el número de

1 dientes engranados de cinco a lo sumo para todas las posiciones del tornillo.

5 Se observará que la condición (1) citada es independiente del número de filetes del tornillo. Se podrá elegir, pues, este número de manera que cada filete se extienda, de manera en sí misma conocida, en un sector angular del tornillo sensiblemente igual al intervalo angular que separa dos piñones sucesivos. Se sabe que esta última condición permite la utilización óptima del volumen comprendido entre dos filetes contiguos. La extensión angular exacta de cada filete podrá ser determinada teniendo en cuenta consideraciones bien conocidas tales como, por ejemplo, el hecho de que es interesante que el número de filetes del tornillo y el número de dientes de los piñones sean primos entre sí.

10

15

Las máquinas conforme al invento permiten obtener caudales y grados de compresión elevados, utilizando a la vez tornillos y piñones de una sola pieza que no se deforman en el curso del funcionamiento y que aseguran un servicio prolongado.

20

Así, con un tornillo cilíndrico o cónico con seis filetes que coopera con un piñón de once dientes, el caudal y el grado de compresión, o de expansión, son aumentados en más de 10% con relación a las máquinas conocidas de iguales dimensiones.

25

Pero sobre todo, la solución aportada por el invento, permite realizar máquinas con tornillos cilíndricos que realizan grados de compresión o de expansión superiores a diez. Se puede utilizar, por ejemplo, un tornillo con ocho filetes y un piñón de quince dientes de los cuales cinco

30

1 co están engranados simultáneamente con los filetes del tor-  
nillo, estando tres de estos dientes engranados por sus dos  
flancos en la posición de ensamblaje. Con la técnica cono-  
cida, grados de compresión tan elevados no podrían ser obte-  
5 nidos más que con tornillos cónicos que, como se ha dicho,  
ofrecen el inconveniente de generar empujes axiales conside-  
rables, o con tornillos o piñones realizados de varias par-  
tes que se deterioran rápidamente. Estos grados de compre-  
sión elevados son interesantes en particular para la indus-  
10 tria frigorífica.

Naturalmente, el invento no está limitado a las  
realizaciones que acaban de ser descritas y se pueden intro-  
ducir en éstas numerosas variantes de ejecución sin salir  
del ámbito de este invento.

15

### REIVINDICACIONES

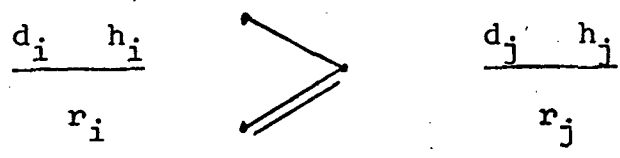
20

Los puntos que como característica de novedad  
25 se presentan para que sean objeto de esta solicitud de Mo-  
delo de Utilidad en España, por VEINTE años, son los que  
se recogen en las reivindicaciones siguientes:

1ª.- Máquina con tornillo glóbico para hacer  
variar la presión de un fluido, tal como compresor o mano-  
30 reductor, que comprende un tornillo glóbico con varios fi-

1 letes, montado rotativamente alrededor de su eje y que en-  
 5 grana con al menos un piñón dentado transversal, y un cár-  
 ter fijo aplicado sobre al menos una parte de la superficie  
 externa del tornillo de manera estanca salvo en el emplaza-  
 miento del piñón, presentando este cárter orificios para la  
 admisión y el escape del fluido, caracterizada porque el  
 número de los dientes del piñón que están simultáneamente  
 engranados con los filetes del tornillo es por lo menos de  
 tres para al menos una posición angular del tornillo, tenien-  
 10 do el primero de estos dientes engranado flancos que, en al  
 menos una parte de su longitud, están inclinados en un cier-  
 to ángulo con relación a los flancos del último de estos  
 dientes engranados, y porque las dimensiones y la posición  
 relativa del tornillo del piñón se eligen de manera que,  
 15 para al menos una posición angular del tornillo y para al  
 menos una recta situada en el plano que contiene las líneas  
 de contacto del piñón con el tornillo, sea satisfecha la re-  
 lación siguiente, para al menos una parte de la porción de  
 los dientes que está en contacto con filetes del tornillo:

20



25

30

en la cual:  $d_i$  es la distancia algebraica entre la recta y  
 un punto  $M_i$  de contacto entre un flanco de un diente y un fi-  
 lete, siendo medida esta distancia a partir del punto  $M_i$  a  
 lo largo de la tangente en este punto al flanco del diente,  
 estando el flanco en cuestión en oposición a la recta con  
 relación al diente;  $h_i$  es la distancia algebraica de este  
 punto  $M_i$  a la perpendicular bajada del centro del piñón so-

1 bre la tangente citada, siendo medida esta distancia a par-  
tir del punto  $M_i$ ;  $r_i$  es el valor absoluto de la distancia  
del punto  $M_i$  a la proyección del eje del tornillo sobre el  
plano de contacto entre tornillo y piñón;  $d_j$ ,  $h_j$ ,  $r_j$ , son  
5 las magnitudes análogas relativas a un punto  $M_j$  de contacto  
entre un flanco de un diente y un filete, estando situado  
este flanco en el mismo lado que la recta con relación al  
diente.

2<sup>a</sup>.- Máquina conforme a la reivindicación 1<sup>a</sup>,  
10 y en la cual los dientes del piñón tienen flancos paralelos,  
caracterizada porque la condición citada se satisface en al  
menos el 70% de la porción de los dientes que está en con-  
tacto con los filetes del tornillo.

3<sup>a</sup>.- Máquina conforme a la reivindicación 1<sup>a</sup>,  
15 caracterizada porque, en al menos una posición angular del  
tornillo, dos dientes solamente del piñón están en contacto  
por sus dos flancos con los filetes del tornillo, teniendo  
el piñón en ciertas posiciones del tornillo, cuatro dientes  
engranados con los filetes del tornillo.

20 4<sup>a</sup>.- Máquina conforme a la reivindicación 1<sup>a</sup>,  
caracterizada porque, en al menos una posición angular del  
tornillo, tres dientes solamente del piñón están en contac-  
to por sus dos flancos con los filetes del tornillo, tenien-  
do el piñón en ciertas posiciones del tornillo cinco dien-  
tes engranados con los filetes del tornillo.

25 5<sup>a</sup>.- Máquina conforme a la reivindicación 4<sup>a</sup>,  
caracterizada porque los dos flancos de un mismo diente son  
paralelos en una parte de su longitud y son convergentes ha-  
cia su extremo.

30 6<sup>a</sup>.- Máquina conforme a la reivindicación 1<sup>a</sup>,

1 caracterizada porque la longitud de engrane del tornillo y  
del piñón, medida en la periferia del piñón, se extiende  
sensiblemente en un número entero de dientes.

5 7<sup>a</sup>.- Máquina conforme a la reivindicación 6<sup>a</sup>,  
caracterizada porque, por el lado de baja presión, el torni  
llo está truncado según una superficie cónica de base circu  
lar coaxial al tornillo.

8<sup>a</sup>.- Máquina conforme a la reivindicación 6<sup>a</sup>,  
caracterizada porque el extremo, por el lado de baja pre-  
10 sión, de un solo filete del tornillo está truncado.

9<sup>a</sup>.- Máquina con tornillo glóbico para hacer va  
riar la presión de un fluido, tal como compresor o mano-re  
ductor.

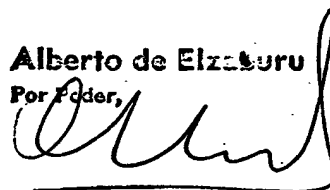
15 Tal y como se ha descrito en la Memoria que an-  
tecede, representado en los dibujos que se acompañan y para  
los fines que se han especificado.

Esta Memoria consta de veinticuatro hojas escri  
tas a máquina por una sola cara.

Madrid, 19. MAY 1977

P.A.

Alberto de Elzaturu  
Por Poder,



20

25

30

Fig. 1

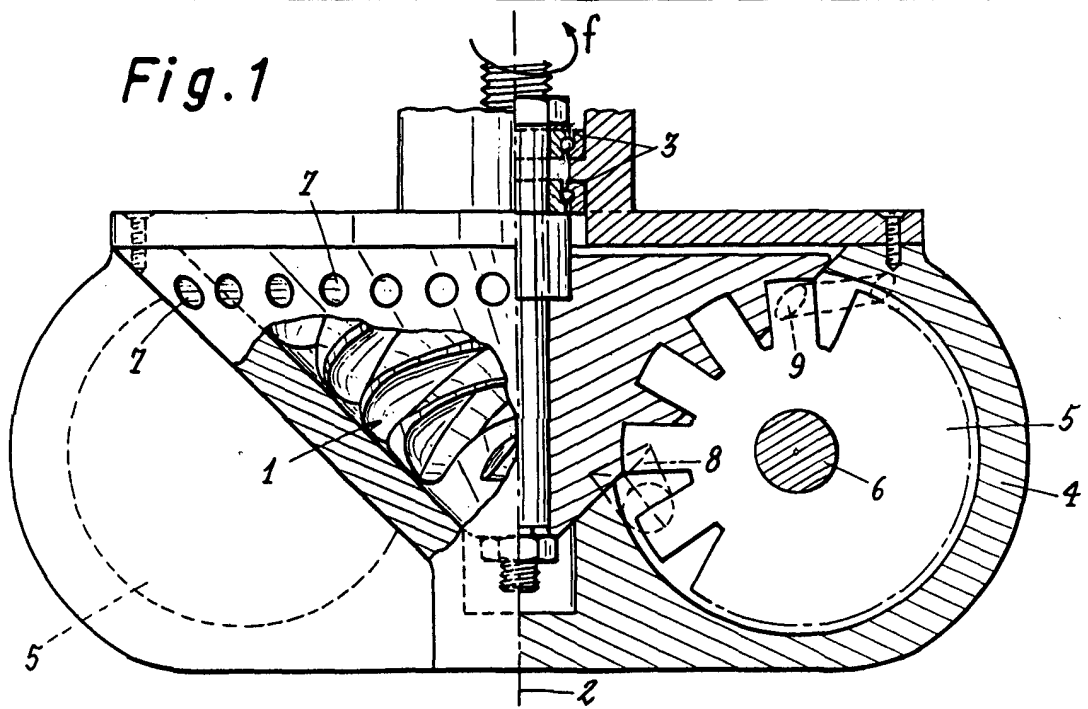


Fig. 2

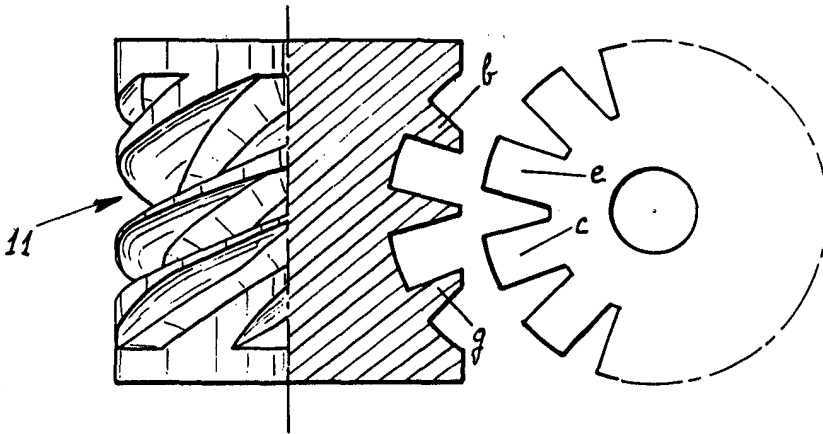
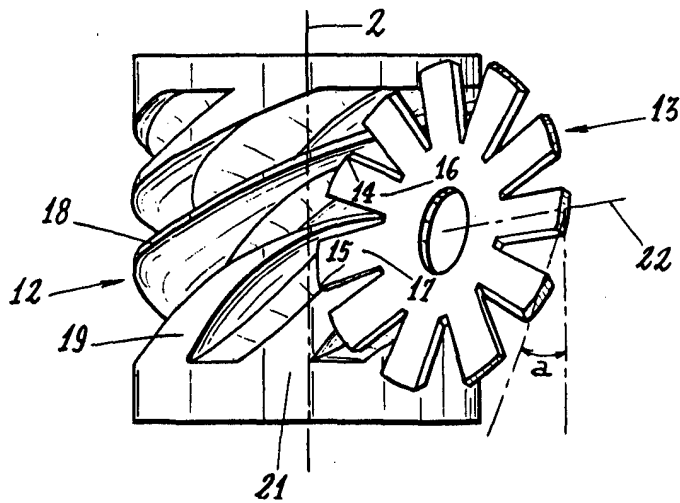


Fig. 3



Alberto Be...  
for Peugeot

Fig. 4

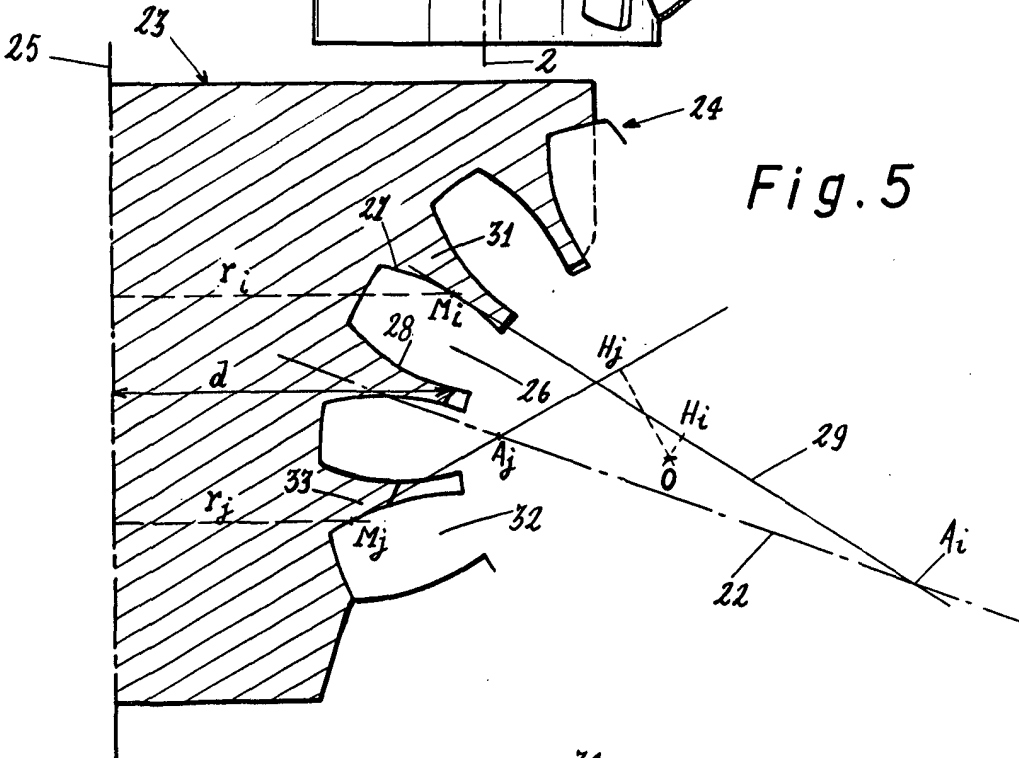
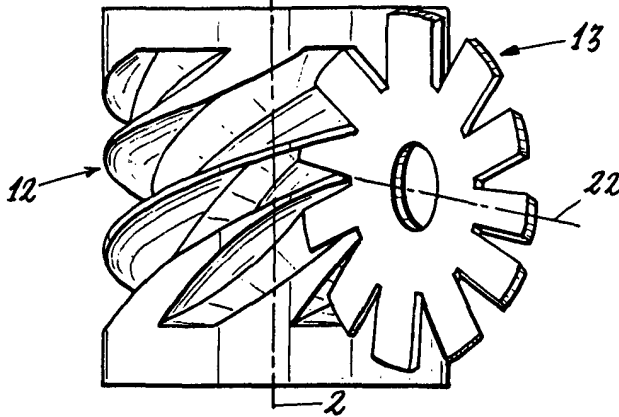


Fig. 5

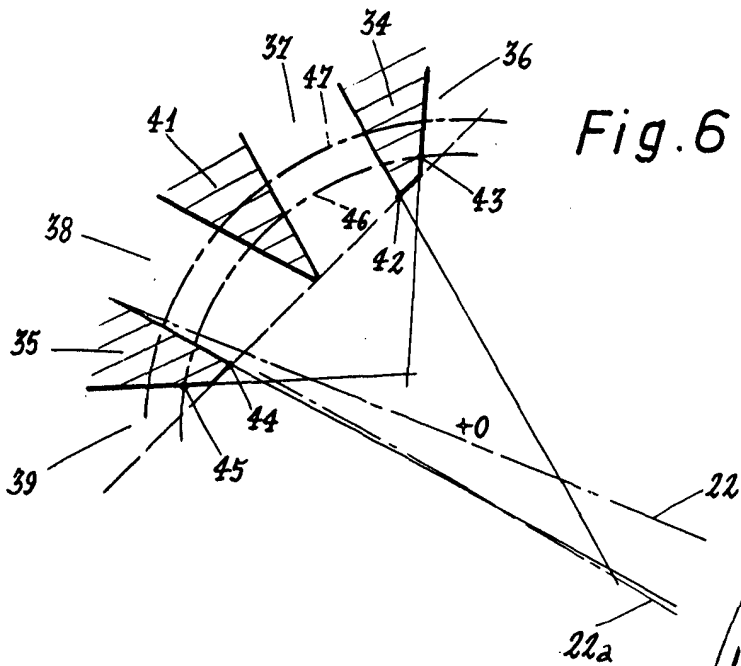


Fig. 6

Fig. 7

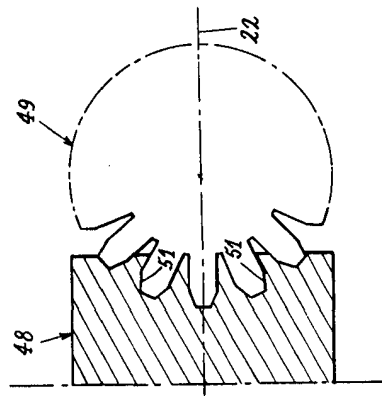


Fig. 8

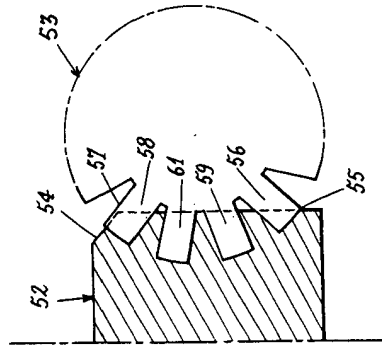
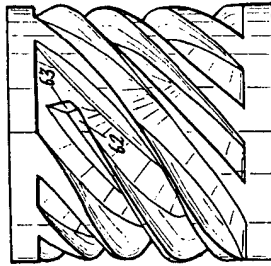


Fig. 9



22719

